

РАСПРЕДЕЛЕНИЕ ПЕРЕПАДОВ ДАВЛЕНИЯ В СТУПЕНЧАТЫХ
СХЕМАХ ВКЛЮЧЕНИЯ ОХЛАЖДАЕМЫХ ВИХРЕВЫХ ТРУБ

В практике проектирования систем воздушного охлаждения с использованием охлаждаемых вихревых труб (ВТ) встречаются случаи, когда заданная степень расширения сжатого газа $\pi = \frac{P_{сж}}{P_{х}}$ достигает значения $\pi = 10 \dots 12$. При этом предполагается, что охлаждающая жидкость имеет неограниченную теплоемкость и стабильную температуру $T_{ж} = const$. Кроме того, ВТ работают без разделения потока, т.е. расходы поступающего и охлажденного потоков $G_{х} = G_{сж}$ или $\mu = 1$.

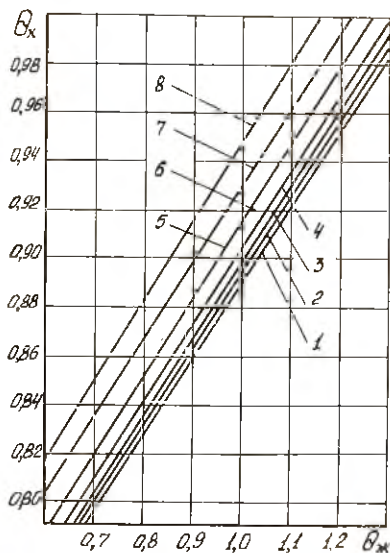
Исследования многих авторов показали, что использование для работы ВТ сжатого газа с располагаемой степенью расширения $\pi > 4 \dots 5$ неэффективно. Это ограничение следует из анализа обобщенных в работе [1] экспериментальных характеристик ВТ и приведенных на рис.1. Изображенная зависимость для $\theta_{х}$ может быть представлена в виде эмпирического выражения

$$\theta_{х} = 0,3175 \theta_{ж} + \frac{0,6546}{\pi^{0,0627}}, \quad (1)$$

где $\theta_{х} = \frac{T_{х}}{T_{ж}}$; $\theta_{ж} = \frac{T_{ж}}{T_{сж}}$; $T_{х}$ - температура газа, охлажденного в ВТ; $T_{сж}$ - температура сжатого газа; $T_{ж}$ - температура охлаждающей жидкости; $\pi \leq 10$.

Примечание. Каждому режиму соответствует определенная, оптимальная конструкция ВТ.

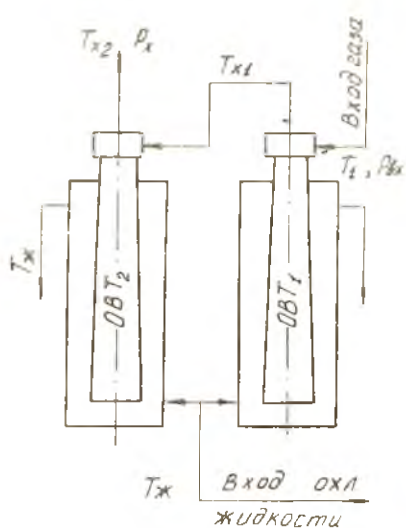
Для рассматриваемого случая следует найти оптимальный вариант использования располагаемого перепада давления. В работе [2] рекомендовано применять ступенчатую схему



Р и с. 1. Характеристика ВТ:
1 - $\pi = 8$, 2 - $\pi = 7$, 3 - $\pi = 6$,
4 - $\pi = 5$, 5 - $\pi = 4$, 6 - $\pi = 3$,
7 - $\pi = 2$, 8 - $\pi = 1,5$

включения вихревых труб, причем $\pi_1 = \pi_2 = \dots = \pi_m = \sqrt{\pi}$ при условии $\pi_i \leq 8$, где π_1 ; π_2 ; π_i - степени расширения рабочего газа в соответствующей ступени схемы; π - располагаемая степень расширения.

При $\pi = 10$ применим двухступенчатую схему, изображенную на рис. 2. Для данной схемы имеем $\pi = \pi_1 \pi_2 = const$; $\vartheta_x = const$;



$\vartheta_{x1} = \frac{T_{x1}}{T_1}$; $\vartheta_{x2} = \frac{T_{x2}}{T_2}$. Найдем оптимальное соотношение π_1 и π_2 . Для анализа используем выражение (1), в котором заменим численные значения коэффициентов: $k = 0,3175$; $a = 0,6546$; $\beta = 0,0627$. Получим

$$\vartheta_x = k \vartheta_x + \frac{a}{\pi^2} \quad (2)$$

Анализ сводится к получению выражения для ϑ_{x2} . Из формулы (2) следует

$$\frac{T_{x2}}{T_2} = k \frac{T_{x1}}{T_1} + \frac{a}{\pi_2^2};$$

$$T_{x2} = k T_{x1} + \frac{a}{\pi_1^2} T_1.$$

Р и с. 2. Схема включения ОБТ

Получаем

$$T_{x2} = k T_{x1} + \frac{a}{\pi_2^2} T_1; \quad T_{x1} = \frac{a}{\pi_1^2} T_1 + k T_{x1} + k T_{x1} \frac{a}{\pi_2^2}$$

или

$$\vartheta_{x2} = \frac{a}{\pi_2^2} + k \vartheta_{x1} + k \vartheta_{x1} \frac{a}{\pi_2^2} \quad (3)$$

В выражении (3) переменная величина - π_2 .

Минимальное значение ϑ_{x2} или минимальный эффект охлаждения в ступенчатой схеме с ОБТ проявится при $\pi_2 = \pi_2 \max = \pi$, когда $\pi_1 = 1$:

$$\vartheta_{x2, \min} = k \vartheta_{x1} + \frac{a}{\pi^2} (1 + k \vartheta_{x1}). \quad (4)$$

При этом ОБТ первой ступени выполняет роль обычного теплообменного аппарата. Коэффициент k приобретает смысл коэффициента температурной эффективности теплообменника.

Если $T_1 = T_{*}$; $\vartheta_x = 1$; $a - k\vartheta_x > 1$, то $\varepsilon_{max} = k \cdot \frac{a}{\vartheta_x}$.
 Сравнивая полученное выражение с выражением (2), приходим к выводу,
 что при $T_1 = T_{*}$ применение двух ступеней не имеет смысла. Если
 $T_1 < T_{*}$; $\vartheta_x > 1$; $a + k\vartheta_x > 1$, то $k\vartheta_x + \frac{a}{\vartheta_x}(a + k\vartheta_x) > k\vartheta_x + \frac{a}{\vartheta_x}$.

Следовательно, первая ступень ухудшает работу системы. Если $T_2 > T_{*}$,
 то достаточно заменить первую ОВТ теплообменником, у которого
 $K_{20} > K_{обт}$.

Физический смысл полученного результата, например для случая
 $T_2 = T_{*}$, следующий. Разделяя общий перепад давления на две
 ступени, предполагаем, что $\Delta t_{12} > \Delta t_1 - \Delta t_{12}$, где Δt - эффект
 охлаждения в одноступенчатой схеме, а Δt_{x1} и Δt_{12} - эффекты ох-
 лаждения в соответствующих ступенях двухступенчатой схемы. Однако
 в действительности оказывается, что чем больше снижается температу-
 ра после первой ступени, тем меньше будет эффективность второй ступе-
 ни в результате повышения относительной температуры жидкости

$$\vartheta_{x2} = \frac{T_x}{T_{x2}} \text{ или, иначе, } \Delta t_{x2} < \Delta t_x - \Delta t_{x1} \text{ , что равнозначно}$$

$$\Delta t_x - (\Delta t_{x1} + \Delta t_{x2}) > 0 ; T_{x2} - T_x > 0 \text{ или } \vartheta_{x2} - \vartheta_x > 0 .$$

Это можно подтвердить, используя выражения (2) и (3) и полагая
 $K + \alpha = 1$:

$$\vartheta_{x2} - \vartheta_x = \frac{a^2}{\pi^2} + k + k \frac{a}{\pi^2} - k - \frac{a}{\pi^2} = \frac{a(a-1)}{\pi^2} + \frac{k a}{\pi^2} = k a \left(\frac{1}{\pi^2} - \frac{1}{\pi^2} \right) .$$

Но так как $\pi_2 < \pi$, то $\frac{1}{\pi_2^2} - \frac{1}{\pi^2} > 0$ или $\vartheta_{x2} - \vartheta_x > 0$.

Таким образом, при $T_2 = T_{*}$ эффективность двухступенчатой
 схемы ($\pi_2 \neq \pi$) ниже эффективности одноступенчатой.

При условии $T_2 > T_{*}$ одноступенчатая схема будет тогда эффек-
 тивнее, когда поток рабочего газа охлаждается в предварительном
 теплообменнике с эффективностью большей или равной охлаждению в ОВТ
 при $\pi = 1$. Если предварительное охлаждение потока не выполняется,
 то двухступенчатая схема эффективнее одноступенчатой при определен-
 ном соотношении π_1 и π_2 . Определим это условие:

$$\Delta t_{x1} + \Delta t_{x2} > \Delta t_x ; \vartheta_x - \vartheta_{x2} > 0 ;$$

$$k\vartheta_x + \frac{a}{\pi^2} \frac{a^2}{\pi^2} - k\vartheta_x - k\vartheta_x \frac{a}{\pi_2^2} = \frac{a(1-a)}{\pi^2} - k\vartheta_x \frac{a}{\pi_2^2} > 0 .$$

Так как $1-a=k$, $\pi^2 = \pi_1^2 \pi_2^2$, то имеем $\frac{1}{\pi_1^2} - \vartheta_x > 0$ или
 $\frac{1}{\pi_1^2} - \vartheta_x > 0 ; \pi_1 < 1/\vartheta_x^{1/2} \approx (1/\vartheta_x)^{1/2}$.

Таким образом в двухступенчатой схеме перепад давления, сра-
 батываемый в первой ступени, зависит от температуры охлаждающей

жидкости и должен быть тем меньше, чем выше температура охлаждающей жидкости.

Библиографический список

1. Меркулов А.П. Термодинамический анализ регенеративной схемы с самовакуумирующейся и охлаждаемой вихревыми трубами // Вихревой эффект и его промышленное применение: Сборник / Куйбышев. авиац. ин-т. - Куйбышев, 1984. - С. 5-8.

2. Меркулов А.П. Вихревой эффект и его применение в технике. - М.: Машиностроение, 1969. - 183 с.

УДК 532.527

А.Н. Балалаев

ВЛИЯНИЕ РЕЖИМОВ РАБОТЫ ВИХРЕВЫХ УСТРОЙСТВ НА ИХ РАСХОДНЫЕ ХАРАКТЕРИСТИКИ

Расходными характеристиками вихревой трубы условимся считать коэффициент расхода тангенциального сопла dc , газодинамическую функцию расхода, осредненную по площади выходного сечения тангенциального сопла $\tilde{q}(R)$. Расход в этом случае находится как

$$G = dc \tilde{q}(R) G_{крт}, \quad (I)$$

где $G_{крт}$ - теоретический критический расход в рассматриваемом сечении сопла.

Такой выбор расходных характеристик обусловлен тем, что, во-первых, площадь выходного сечения тангенциального соплового ввода F_c известна, во-вторых, с достаточной точностью можно принять давление торможения газа в этом сечении равным входному полному давлению p_1^* , следовательно, можно подсчитать $G_{крт}$, в-третьих, газодинамическую функцию расхода можно найти теоретически в зависимости от геометрии и режимов работы вихревой трубы.

Следует отметить, что исследователи расходных характеристик вихревых устройств (например [1]) обычно определяют экспериментально произведение $dc \tilde{q}(R)$, называя его коэффициентом расхода.